

УДК 621.43.052

Н.К. Рязанцев, д-р. техн. наук, Е.Н. Овчаров, инж.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТЕЙ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН В СОСТАВЕ ДВУХТАКТНОГО ТУРБОПОРШНЕВОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ УСТАНОВКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ПРИВОДА НАГНЕТАТЕЛЯ

У двухтактного турбопоршневого дизеля мощности лопаточных машин (ЛМ) составляют существенную часть от эффективной. Например, у специального дизеля 6ТД-2 при стендовой мощности 882 кВт, мощность компрессора составляет 331 кВт, а турбины 184 кВт. Поэтому повышение КПД ЛМ и уменьшение их дисбаланса ведет к значительному улучшению показателей двигателя.

Если же в привод нагнетателя установлен дифференциальный привод (рис. 1), то необходимо знать реальные мощности лопаточных машин, так как с этих величин начинается расчет самого привода. Преимущества дифпривода перед механическим изложены в [1].

Рассмотрим методику определения мощности ЛМ на примере двигателя 3ТД со стендовой мощностью 441 кВт.

Изначально на двигателе стоял механический привод с передаточными отношениями к компрессору и турбине $i_K=14,81$; $i_T=10,55$.

Расчетная точка механического привода:
 $n_K=38500 \text{ мин}^{-1}$; $n_T=27430 \text{ мин}^{-1}$; $n_{KB}=2600 \text{ мин}^{-1}$.

Расчетная точка дифпривода:
 $n_K=37380 \text{ мин}^{-1}$; $n_T=27640 \text{ мин}^{-1}$; $n_{KB}=2600 \text{ мин}^{-1}$ (1)

Общее уравнение дифференциального привода
 $n_K = 0,918 \cdot n_T + 4,62 \cdot n_{KB}$ (2)

Исходные мощности в расчетной точке (1)
 $N_K=138 \text{ кВт}$, $N_T=93,6 \text{ кВт}$ получены исходя из работы ЛМ в стационарном режиме на стенде с учетом реального падения КПД при работе в составе двигателя.

Тогда коэффициенты при (2) вычисляются следующим образом:

$$\frac{N_T}{N_K} \cdot \frac{n_K}{n_T} = 0,918; \left(\frac{N_K - N_T}{N_K} \right) \cdot \frac{n_K}{n_{KB}} = 4,62 \quad (3)$$

В приводе их необходимо обеспечить кинематически (рис. 1):

$$0,918 = \frac{z_b}{z_a + z_b} \cdot \frac{z_{12} \cdot z_8 \cdot z_9}{z_{11} \cdot z_6 \cdot z_{10}} = \frac{57}{27 + 57} \cdot \frac{25 \cdot 50 \cdot 60}{55 \cdot 56 \cdot 18},$$

$$4,62 = \frac{z_a}{z_a + z_b} \cdot \frac{z_1 \cdot z_4 \cdot z_9}{z_3 \cdot z_5 \cdot z_{10}} = \frac{27}{27 + 57} \cdot \frac{40 \cdot 66 \cdot 60}{36 \cdot 17 \cdot 18}.$$

Числа зубьев целые и не всегда удается точно обеспечить величины коэффициентов и, кроме того, главным ограничением является компоновка привода.

В расчетной точке (1) сам дифференциал в относительном движении является неподвижным (как бы единой шестерней).

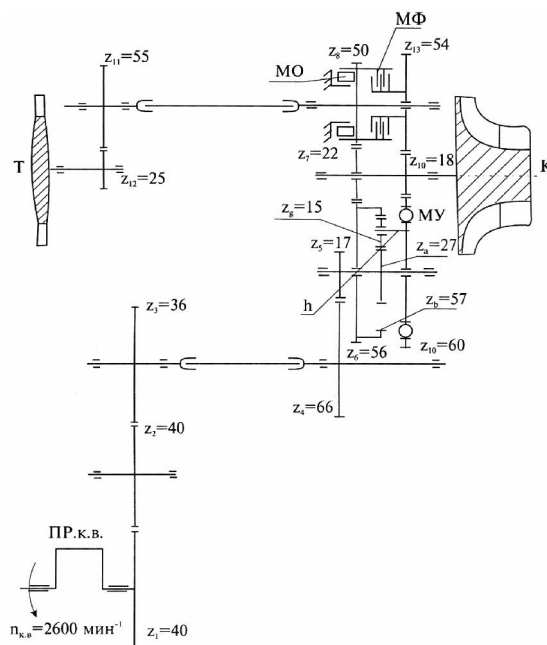


Рис. 1. Схема кинематическая:
 К - компрессор; Т - турбина; МО - муфта обгонная; МУ - муфта упругая; МФ - муфта фрикционная; h - водило; b - эпициклическое колесо; a - солнечная шестерня; g - сателлит; к.в. - коленчатый вал

Солнечная шестерня (коленвал)
 $n_{KB} = \frac{z_1}{z_3} \cdot \frac{z_4}{z_5} \cdot 2600 = 11215 \text{ мин}^{-1}$. Эпицикл (турбина)
 $n_T = \frac{z_{12}}{z_{11}} \cdot \frac{z_8}{z_6} \cdot 27640 = 11217 \text{ мин}^{-1}$. Водило (компрессор)
 $n_K = \frac{z_{10}}{z_3} \cdot 37380 = 11214 \text{ мин}^{-1}$.

При этом все потери от ЛМ и коленвала до дифференциала будут отнесены к самим этим агрегатам. Поэтому вычисленными могут быть только эффективные КПД ЛМ с дополнительными механическими потерями до дифференциала.

При различных способах соединения ЛМ с поршневой частью основное внимание уделяется их совместной работе.

В случае механического привода 2 или свободного турбокомпрессора 1 (рис. 2) лопаточные машины вращаются с пропорциональной частотой на всех режимах работы ($n_K / n_T = \text{const}$).

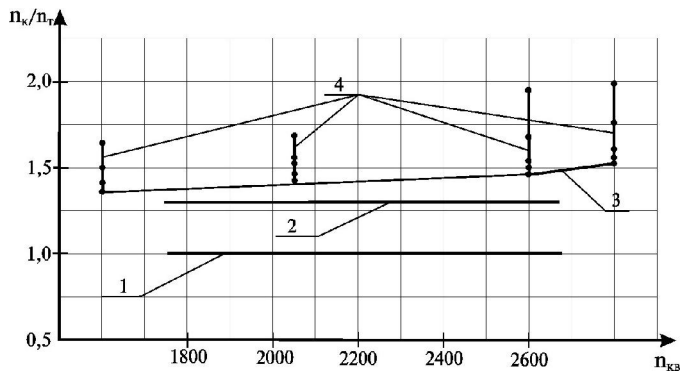


Рис. 2. Сравнение типов приводов:

1 - свободный турбокомпрессор; 2 - механический привод ТК дизеля ЗТД; 3 - внешняя скоростная характеристика дизеля с дифприводом; 4 - нагрузочные характеристики дизеля с дифприводом

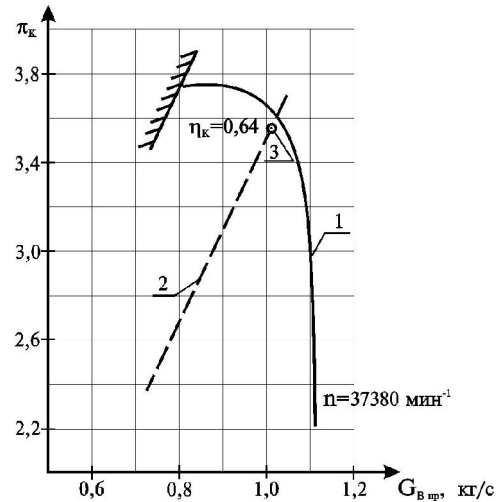


Рис. 3. Характеристика совместной работы компрессора и поршневой части:

1 - ветвь универсальной характеристики компрессора; 2 - линия совместной работы поршневой и лопаточной части дизеля по внешней характеристике; 3 - точка совместной работы компрессора на ветви 1

У дифпривода наблюдается постоянное рассогласование по частоте вращения ЛМ ($n_k / n_T \neq \text{const}$) - кривая 3 по внешней характеристике, а по нагрузочным - 4, соотношение частот вращения достигает величины 1,9...2,0. Учитывая, что расход газа у ЛМ пропорционален частоте вращения ротора, при переходных процессах или по нагрузочным характеристикам относительное отставание турбины приводит к помпажу компрессора, что необходимо учитывать, выбирая её проходное сечение.

За оборот коленвала у 3-х цилиндрического двухтактного дизеля точка совместной работы компрессора и поршневой части трижды пробегает по ветви характеристики 1 (рис. 3) - за каждые $120^\circ \alpha_{KB}$. При этом на каждой точке ветви она находится по продолжительности различное время. При продувке цилиндра, ($114^\circ \alpha_{KB}$) расход достигает максимума и точка совместной работы ближе к хвосту характеристики, а остальные $6^\circ n_{KB}$ - у линии помпажа. Сумма произведений текущего расхода на соответствующее время, деленная на общий промежуток времени, дает усредненный расход, который не лежит на ветви характеристики компрессора 1, которая снята на стенде. Такое же осреднение происходит и по P_K (π_K) и η_K у воздуха, поступающего в ресивер, где приборы измеряют интегральные величины. На рис. 3 это точка 3 с параметрами $\pi_K^* = 3,55$ и $\eta_K^* = 0,65$, тогда как на стендовой ветви характеристики $\eta_K = 0,78$ и линия совместной работы отстоит далеко от границы помпажа.

Парциальный отбор воздуха цилиндрами, сопротивление на входе в компрессор, зависящее от расхода и др., деформируют характеристику компрессора и

снижают его КПД, что приводит к увеличению затрачиваемой мощности компрессора для получения равного наддува. Подобные факторы относятся и к турбине - парциальный подвод газа, переменное давление по времени, противодействие за турбиной, зависящее от расхода газа.

Известны случаи, когда модернизировались стенды для испытания ЛМ со стационарным подводом рабочего тела на импульсные, с целью имитации давления в ресивере двигателя перед цилиндрами и в выпускных патрубках перед турбиной с помощью окон во вращающихся шайбах, расположенных на пути движения газа.

На двигателе обеспечиваются измерения G_B и ΔH_{BC} перед компрессором, P_K и T_K за компрессором, P_T и T_K перед турбиной и ΔP_r , T_r - за турбиной.

На стенде, путем изменения разрежения на входе и противодействия на выходе, двигатель регулируется таким образом, чтобы остановить в относительном движении дифференциал - то есть получить расчетную точку (1).

Из замеров перед и за компрессором получаем π_K^* и G_B , подсчитывается L_{AD}^* и тогда

$$N_K = \frac{L_{AD}^* \cdot G_B \cdot 1,36}{1000 \cdot \eta_{ЭК}} \text{ л.с.,}$$

где $\eta_{ЭК} = \eta_K \cdot \eta_{МЭХ}$.

Подставив полученное значение N_K в (3) получаем значение N_T . Варьируя сопротивлениями, на стенде снимается несколько точек на одном режиме - в расчетной точке (1).

Результаты сведены в таблицу 1.

Таблица 1. Результаты эксперимента

№ п/п	$n_{KB},$ мин ⁻¹	$N_e,$ кВт	$N_K,$ кВт	$N_T,$ кВт	$n_K,$ мин ⁻¹	$n_T,$ мин ⁻¹	$t_{BC},$ °C	$\Delta H_{BC},$ мм вод.ст.	$G_B,$ кг/с	π_K^*	$\Delta P_r,$ кгс/см ²	$G_T,$ кг/с	π_T	$T_T^*,$ К	$C_2,$ м/с	$\eta_{ЭТ}$
1	2600	373	174,3	118,4	37404	27654	20	-780	0,883	3,55	0,03	0,824	2,26	1035	106,2	0,67
2	2600	373	167,0	113,2	37368	27614	20	-1000	0,846	3,54	0,05	0,783	2,2	1064	105,3	0,66
3	2600	373	159,3	108,0	37360	27606	20	-1300	0,807	3,54	0,045	0,752	2,2	1114	109,0	0,64

Условия работы двигателя по ГОСТ $\Delta H_{BC} = -1350_{-30}$ мм вод.ст. и $\Delta P_r = 0,3_{-0,04}$ кгс/см².

Имея замеры и перейдя к заторможенным параметрам перед турбиной π_T и T_T^* определяем величину

$$L_T = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R T_T^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) \cdot \eta_{ЭТ} - \frac{C_2^2}{2} \quad (4),$$

где неизвестным является $\eta_{ЭТ}$.

Но удельную работу турбины можно получить также из формулы

$$N_T = \frac{G_T \cdot L_T \cdot 1,36}{1000}, \text{ л.с.},$$

где N_T получена выше.

Значения $\eta_{ЭТ}$ представлены в таблице 1.

Кроме того, по измеренным параметрам на турбине считается C_{Ad} и U/C_{Ad} . Для данного случая $U/C_{Ad} = 0,44$.

В результате первой постановки дифференциального привода на двигатель ЗТД выявлены недостатки:

1. Линия совместной работы ЛМ и поршневой части сдвинута в сторону повышенных расходов

(низкого КПД компрессора). Необходимо переместить ее ближе к линии помпажа, тогда затраченная мощность на привод компрессора приблизится к расчетной.

2. Турбина имеет низкую эффективность. Если установить $\Delta P_r = 0,3$ кгс/см² в 3-й строке таблицы, то $N_T = 80,1$ кВт, что ниже расчетной величины.

Вывод:

Работающий на стенде двигатель с дифференциальным приводом компрессора может служить инструментом для измерения параметров ЛМ, включая мощность, в объектовых условиях. Для этого достаточно осуществлять измерения газодинамических параметров перед и за компрессором.

Список литературы:

1. Н.К. Рязанцев, Е.Н. Овчаров, И.А. Краюшкин, Харьков, Украина, Регулирование передаточного отношения к компрессору наддува двухтактного дизеля за счет применения дифференциального привода. //Сборник научных трудов ХГПУ. - Вып.7, Часть 2. -1999./ Информационные технологии: наука, техника, технология, просвещение, здоровье. - 358 с.

УДК 621.822.6.001.4

С.В. Пилипенко, канд. техн. наук., А.Н. Дороженко, инж., В.К. Савич, инж., Д.Ю. Бородин, канд. техн. наук

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА

В процессе совершенствования транспортных средств, укомплектованных двигателем БТД, необходимо было автоматизировать процесс управления. С этой целью был спроектирован и изготовлен узел для установки датчика скорости, монтируемый на двигателе.

Узел представляет собой зубчатое колесо с числом зубьев $Z = 40$ модуля $m = 2$ мм, ось которого установлена на двух симметрично расположенных подшипниках качения 7.000.103. На корпусе узла крепится специально разработанный датчик ИДЧВ-3М, сигнал от которого используется для автоматизации управления транспортным средством.

Важность безотказной работы данного узла вызвала необходимость оценки работоспособности подшипников, как наиболее слабого звена конструкции. Решение данной задачи усложнялось отсутствием надёжной расчётной методики исследования [1, 2], поскольку рассматриваемые подшипники не нагружены ни осевой, ни радиальной нагрузкой. Они испытывают лишь воздействие переменного окружного усилия, вызванного неравномерностью вращения приводной шестерни.

Для решения поставленной задачи была разработана методика испытаний подшипникового узла, заключающаяся в воспроизведении режима его экс-